

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-042930
 (43)Date of publication of application : 16.02.1996

(51)Int.CI. F25B 1/053
 F25B 11/02
 F25B 45/00

(21)Application number : 07-072614 (71)Applicant : CARRIER CORP
 (22)Date of filing : 30.03.1995 (72)Inventor : BRASZ JOOST J

(30)Priority

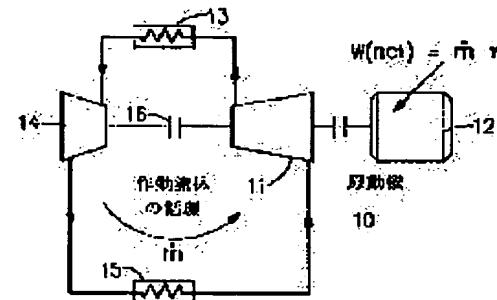
Priority number : 94 222966 Priority date : 05.04.1994 Priority country : US

(54) SINGLE FLUID REFRIGERATION SYSTEM

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide a refrigeration system with a two-phase flow turbine expander by enabling substantial distillation recovery of energy used for compression.

CONSTITUTION: A single fluid two-phase turbine expander is employed in a compression-expansion refrigeration system. The expander has a rotor coupled to a drive train of an associated refrigeration compressor, which can be a high-speed centrifugal compressor or a geared screw compressor. The turbine is in a straight forward designing with a rotor disk having a peripheral vanes, and a nozzle block and contains a group of nozzles that are directed to the vanes. The nozzles each has an orifice and converging/diverging internal geometry that permits supersonic discharge. The vanes are shaped for impulse reaction and have a sharp exit bend to prevent further flashing of the two-phase mixture in the rotor.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 31.03.1995

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 13.01.1998

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3222350

[Date of registration] 17.08.2001

[Number of appeal against examiner's decision 10-05241 of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection] 07.04.1998

(51) Int. C1. ⁶
 F 25 B 1/053
 11/02
 45/00

識別記号 庁内整理番号
 K
 B

F I

技術表示箇所

審査請求 有 請求項の数 11 O L

(全9頁)

(21) 出願番号 特願平7-72614
 (22) 出願日 平成7年(1995)3月30日
 (31) 優先権主張番号 222,966
 (32) 優先日 1994年4月5日
 (33) 優先権主張国 米国(US)

(71) 出願人 591003493
 キャリア コーポレイション
 CARRIER CORPORATION
 アメリカ合衆国, ニューヨーク, シラキューズ, ピー. オウ. ボックス 4800, キャリア パークウェイ (番地なし)
 (72) 発明者 ジュースト ジェイ. ブラス
 アメリカ合衆国, ニューヨーク, フェイエットヴィル, ランドグループ ドライブ 1
 (74) 代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外1名)

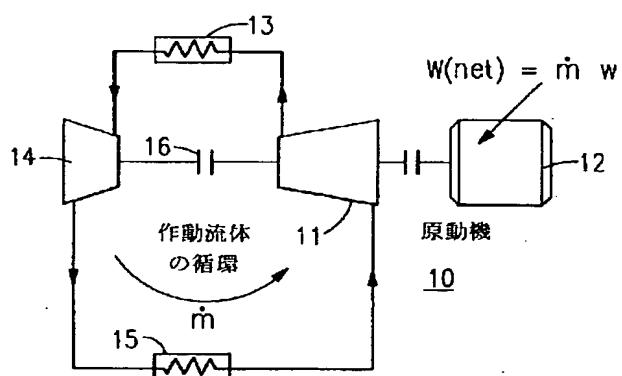
(54) 【発明の名称】 単流体冷却装置

(57) 【要約】

【目的】 圧縮に使用されるエネルギーの本質的な蒸留の回収が可能にして、2相流タービン膨張機を備えた冷凍システムを提供する。

【構成】 単流体2相タービンエキスパンダーは圧縮-膨張冷却システムにおいて用いられる。タービンエキスパンダー14は関連する冷却コンプレッサー11の駆動トレインの結合されたロータを有し、コンプレッサーは高速コンプレッサー又はギヤークリューコンプレッサーである。タービンは、ストレートフォワード設計であり、周辺翼を有するロータディスクとノズルブロックを有し、ノズルグループは翼の方向に向けられている。各ノズルは、オリフィス板と収束/放散形状であり、音速放出が可能である。翼はインパルスリアクション形状であり、鋭い曲部出口を持ち、ロータにおける2相混合物のフラッシングを防ぐ。

実施例



10…冷凍システム
 11…コンプレッサー
 12…モータ
 13…コンデンサ
 14…エキスパンダー
 15…蒸発器

【特許請求の範囲】

【請求項1】 液体と蒸気として存在し充てんされた流体冷却剤と、

蒸気を圧縮しエネルギーを冷却剤流体に加えるために所定の回転速度で駆動されるとともに、所定の減少した圧力で前記流体を受ける入口と上昇した圧力で流体を供給する出口を有するロータリーコンプレッサーと、
入力シャフトに結合された駆動シャフトを有する駆動モータと、

圧縮された液体を蒸気に変換するために凝縮された冷却剤からの熱を放出するコンデンサー手段と、

前記上昇した圧力で、冷却剤液を前記減少した圧力に膨張させるための液体と蒸気の結合として、前記液体が供給される入口を有するタービンエキスパンダーによって構成された単相流体圧縮／膨張冷却装置において、前記ロータリーコンプレッサーの入力シャフトに結合され、冷却剤流体の圧縮エネルギーの少なくとも一部を、圧縮された状態で回収する出力シャフトと、
前記減少した圧力で前記冷却剤流体を供給する出口および、

前記タービンエキスパンダーの出口と前記コンプレッサーの出口間の回路に位置し、前記減少した圧力で前記冷却流体を供給し、冷却剤流体を蒸気と吸収熱に蒸発させるとともに、蒸気を前記コンプレッサー入口に戻すための蒸発器手段によって、構成されていることを特徴とする、
単流体冷却装置。

【請求項2】 前記冷却剤が高圧冷却剤であることを特徴とする請求項1の単流体冷却装置。

【請求項3】 前記冷却剤がR22とR134Aからなるグループから選択されたものであることを特徴とする請求項2の単流体冷却装置。

【請求項4】 前記タービンエキスパンダーが、複数の周辺翼を有し少なくとも1つのノズルが前記流体のジェットに向いているロータを有する、インパルスタイプの2相流タービンエキスパンダーであることを特徴とする、請求項1の単流体冷却装置。

【請求項5】 前記ノズルが入口で穴板を含んでいることを特徴とする、請求項1の単流体冷却装置。

【請求項6】 前記コンプレッサー、前記蒸発器手段および前記ノズルが、100トンから1000トンの範囲の冷却容量を有することを特徴とする、請求項1の単流体冷却装置。

【請求項7】 前記コンプレッサーが遠心コンプレッサーを含み、前記入力シャフトが3000から3600rpmのシャフト速度を有し、前記タービンエキスパンダーが3000から3600rpmの速度で回転することを特徴とする、請求項6の単流体冷却装置。

【請求項8】 前記タービンエキスパンダーが約1.8.5cmのオーダーの直径を持つタービンディスクを有

し、少なくとも1つのノズルが前記ディスクの周辺翼で前記冷却流体に向いている、ことを特徴とする請求項7の単流体冷却装置。

【請求項9】 前記コンプレッサーがスクリューコンプレッサーであり、前記駆動モータが多極インダクションモータであり、前記タービンエキスパンダーがギヤーボックスを介して前記駆動モータシャフトに結合されている、ことを特徴とする請求項1の単流体冷却装置。

【請求項10】 前記タービンエキスパンダーの出力シャフトが前記駆動モータのシャフト速度の約3から5倍の速度を有することを特徴とする請求項9の単流体冷却装置。

【請求項11】 液体と蒸気として存在し充てんされた流体冷却剤と、
蒸気を圧縮しエネルギーを冷却剤流体に加えるために所定の回転速度で駆動されるとともに、所定の減少した圧力で前記流体を受ける入口と上昇した圧力で流体を供給する出口を有するロータリーコンプレッサーと、
入力シャフトに結合された駆動シャフトを有する駆動モータと、

圧縮された液体を蒸気に変換するために凝縮された冷却剤からの熱を放出するコンデンサー手段と、
前記上昇した圧力で、冷却剤液を前記減少した圧力に膨張させるための液体と蒸気の結合として、前記液体が供給される入口を有するタービンエキスパンダーによって構成された単相流体圧縮／膨張冷却装置において、
前記ロータリーコンプレッサーの入力シャフトに結合され、冷却剤流体の圧縮エネルギーを、圧縮された状態で回収する出力シャフトと、

前記減少した圧力で前記冷却剤流体を供給する出口および、
前記タービンエキスパンダーの出口と前記コンプレッサーの出口間の回路に位置し、前記減少した圧力で前記冷却流体を供給し、冷却剤流体を蒸気と吸収熱に蒸発させるとともに、蒸気を前記コンプレッサー入口に戻すための蒸発器手段によって構成され、前記タービンコンプレッサーは、定常状態動作において前記コンプレッサーのパワーの約10%を供給する、ことを特徴とする、
単相流体冷却装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、圧縮／膨張冷凍に係り、特に冷却器、空調機、ヒートポンプ、又はターボエキスパンダーが、圧力を減少させるのに濃縮された冷凍剤を膨張させるとともに、圧縮された流体のエネルギーの一部を回復させるのに用いられる冷凍システムに関する。

【0002】

【従来の技術】 単流体2相流膨張弁、フロートバルブ、又は流体を膨張させるため、すなわち冷却流体の流れを

高圧から低圧に絞るために、コンデンサ熱交換機と蒸発熱交換機間の機械的圧力調節器を組み込んでいる。

【0003】冷凍サイクルにおいて、冷凍効率を改良する目的で、タービン又はターボエキスパンダーを使用することは予め提案されている。2相流タービンは、絞り膨張バルブの等エンタルピー膨張プロセスを断熱（等エントロピー）膨張プロセスに置き換えるのに、必要とされる。すなわち、タービンは、膨張する冷却剤のエネルギーを吸収するとともに、回転エネルギーに変換する。同時に、蒸発機に入る冷却剤の液体蒸留が増加する。理想的には、膨張冷却剤のエネルギーは回復し、システムコンプレッサーを駆動するのに必要なモータエネルギーを低減させるのに用いることが出来る。

【0004】米国特許第4, 336, 693号には、膨張ステージとして、リアクションタービンを用いる冷凍システムについて述べられている。この研究においては、遠心リアクションタービンは、膨張機能を果たすとともに、パワーを引き出す前に、液体からの蒸気を分離するように作用する。これは、公知のターボエキスパンダーよりも効率を上昇させる。この従来の特許において、タービンによって発生したエネルギーは例えば発電機を駆動するのに使用できる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、この役目をなすタービンは、多くの理由により特別な効果はない。殆どの冷凍プロセスにおいて、冷却剤が飽和液体相から底品質の2相液体／蒸気状態にされるところでは、膨張プロセスは、コンプレッサーに必要なワーク入力に比べて、比較的少ない量のワークを発生する。さらに、一般に用いられるタービンは、コンプレッサーよりも容量が小さいばかりでなく、2相流と膨張液体の速度により、低効率となる。最適な効率とするためには、2相流タービンは、もちろん、コンプレッサーとは完全に異なる速度を必要とする。結局、公知の技術では、タービンエキスパンダーは、エネルギー回収が少なくかつ絞り弁の初期コストと保守コストにおいて優れていないので、2相流タービンは使用されていない。

【0006】単流体2相流タービンエキスパンダーは、冷凍システムの残りに対するタービンの臨界が見られる場合のみ、実用的な効率が得られる。もし、タービンロータが高効率膨張を果たすことができるような設計速度を持っておれば、コンプレッサーにタービンロータシャフトを直接結合することが可能であり、例えば蒸気速度と2相流速度のような冷却剤の特性にタービンが適合し、かつ冷凍システム（すなわち、冷凍機、冷却器、又は空調機）の容量は、タービンエキスパンダーの質量流体条件を満たす。しかしながら、従来のシステムは、これを満足するものではなく、かつ所望の効率の増加は達成されない。

【0007】例えば、R134AとR22のような中間

一高圧力冷却剤に対して、2相流タービンエキスパンダーは、リッジ（R i t z i）の米国特許第4, 298, 311号やハイズ（H a y s）の米国特許第4, 336, 693号およびハイズ（H a y s）の米国特許第4, 438, 638号において述べられているものを使用することが出来る。これらの特許は、液体質量のほとんど（例えば90%）液体である2相の作動流体（ワーキング）によって駆動されるタービンに関するものであり、蒸気と液体混合物がロータをインパクトするよう

10 に、1つ又はそれ以上のノズルがロータにおいて凝縮された冷却剤に向けられている。これらのタービンはリアクションモータとして設計されており、膨張する蒸気の機械的エネルギーは、熱としてよりも機械的シャフト出力エネルギーに変換される。このことは、理論的には、膨張後の全液体質量の液体蒸留を最大にする。

【0008】しかしながら、最適な膨張を供するところのタービンのサイズでは、最適な出力シャフトパワーが得られない。所定の質量に対するタービンの膨張容量を、コンプレッサー駆動に直接結合できるのに必要なシ

20 ャフト速度に適合させるような工夫がなされていない。

【0009】本発明の目的は、凝縮流体の断熱膨張にアプローチし、圧縮に使用されるエネルギーの本質的な蒸留の回収が可能にして、従来の欠点を除去した、2相流タービン膨張機を備えた冷凍システムを提供することである。

【0010】この目的は、特許請求の範囲の請求項1の序文による方法と装置において、請求項1の特徴部分によって達成される。

【0011】

30 【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明は、液体と蒸気として存在し充てんされた流体冷却剤と、蒸気を圧縮しエネルギーを冷却剤流体に加えるために所定の回転速度で駆動されるとともに、所定の減少した圧力で前記流体を受ける入口と上昇した圧力で流体を供給する出口を有するロータリーコンプレッサーと、入力シャフトに結合された駆動シャフトを有する駆動モータと、圧縮された液体を蒸気に変換するために凝縮された冷却剤からの熱を放出するコンデンサー手段と、前記上昇した圧力で、冷却剤液を前記減少した圧力に膨張させるための液体と蒸気の結合として、前記液体が供給される入口を有するタービンエキスパンダーによ

40 って構成された単相流体圧縮／膨張冷却装置において、前記ロータリーコンプレッサーの入力シャフトに結合され、冷却剤流体の圧縮エネルギーの少なくとも一部を、圧縮された状態で回収する出力シャフトと、前記減少した圧力で前記冷却剤流体を供給する出口および、前記タービンエキスパンダーの出口と前記コンプレッサーの出口間の回路に位置し、前記減少した圧力で前記冷却流体を供給し、冷却剤流体を蒸気と吸収熱に蒸発させるとともに、蒸気を前記コンプレッサー入口に戻すための蒸発

器手段によって、構成されていることを特徴とする。

【0012】また本発明は、液体と蒸気として存在し充てんされた流体冷却剤と、蒸気を圧縮しエネルギーを冷却剤流体に加えるために所定の回転速度で駆動されるとともに、所定の減少した圧力で前記流体を受ける入口と上昇した圧力で流体を供給する出口を有するロータリーコンプレッサーと、入力シャフトに結合された駆動シャフトを有する駆動モータと、圧縮された液体を蒸気に変換するために凝縮された冷却剤からの熱を放するコンデンサー手段と、前記上昇した圧力で、冷却剤液を前記減少した圧力に膨張させるための液体と蒸気の結合として、前記液体が供給される入口を有するタービンエキスパンダーによって構成された単相流体圧縮／膨張冷却装置において、前記ロータリーコンプレッサーの入力シャフトに結合され、冷却剤流体の圧縮エネルギーを、圧縮された状態で回収する出力シャフトと、前記減少した圧力で前記冷却剤流体を供給する出口および、前記タービンエキスパンダーの出口と前記コンプレッサーの出口間の回路に位置し、前記減少した圧力で前記冷却流体を供給し、冷却剤流体を蒸気と吸収熱に蒸発させるとともに、蒸気を前記コンプレッサー入口に戻すための蒸発器手段によって構成され、前記タービンコンプレッサーは、定常状態動作において前記コンプレッサーのパワーの約10%を供給することを特徴とする。

【0013】

【作用】わずかに低蒸気質に予冷された吸入条件を備えた、単流体2相流タービンエキスパンダーは、凝縮された冷却剤を断熱的に膨張させるためと冷却剤の圧縮エネルギー量を回収するために、関連する冷凍コンプレッサーのドライブトレインに直接つながり機械的に結合され、そのエネルギーはコンプレッサーを回転させるのに適用される。

【0014】

【実施例】図面に関して、まず、図1を参照すると、ヒートポンプ、冷凍機、冷却器、または空調機用の冷凍システム10は、概略的に示されており、電動機12又は他の原動機によって駆動されるコンプレッサー11によって構成されている。コンプレッサー11は液体と蒸気相または蒸気相状態で存在する作動流体を圧縮する。コンプレッサーは、高圧高温で圧縮された蒸気をコンデンサ13に放出する。そのコンデンサ13は、作動流体から熱を放し、高圧蒸気を高圧流体に凝縮する。液体はコンデンサ13からタービンエキスパンダー14に流れる。高圧液は、高圧ポートに流れ、タービンロータを、膨張作動流体の機械的エネルギーによって駆動する。換言すると、コンプレッサー11によって作動流体に与えられたエネルギーの一部はエキスパンダー14によって回収される。ここから、作動流体は低圧で蒸発器に流れる。蒸発器15において、吸収された熱は作動流体を液体から蒸気状態に変換する。蒸発器15からの蒸気は吸

気口側のコンプレッサー11に再入する。この概略図において、タービンエキスパンダー14からコンプレッサー11までの連結16は、これらの2つの要素のシャフトを機械的に連結し、それによりタービンエキスパンダー14はコンプレッサー11の駆動に際してモータを実際に助ける。タービンエキスパンダーはモータのコンプレッサー負荷を軽減し、冷凍サイクルは、例えば絞り膨張弁のような異なるタイプのエキスパンダーよりも、より効率的に運転される。

【0015】図2は一般の冷凍システムの蒸気圧縮曲線である。このチャートにおいては、温度Tは縦座標として表され、エントロピーSは横座標として表されている。圧縮／膨張サイクルは垂直線Aとして蒸気の断熱膨張を示し、ラインB1で蒸気の過熱冷却が起り、ラインB2で2相等温の圧縮度によって追従される。作動流体は等エンタルピー(isenthalpic)膨張を行う。その膨張は、曲線Cに示すように、幾分右に下がる。蒸発器における流体の等温蒸発は水平直線Dとして示されている。等エンタルピー膨張により、凝縮した作動流体の圧縮エネルギーの幾らかはシステムの低圧側で液体が蒸気に変えられる時に消費されるので、膨張した冷却剤の質は幾分増加する。効率的な運転のためには、作動流体の質、すなわち、膨張した冷却剤の蒸留はできるだけ小さい方が良い。

【0016】図3は、図2のものと同様であるが、タービンエキスパンダーを通しての作動流体の断熱膨張を達成するシステム用のものである。断熱膨張は垂直な線C'として示されている。ここで、少なくとも圧縮エネルギーの幾らかは、エキスパンダーを通過する作動流体から回収され、かつ機械的エネルギーに変換されるとともに、コンプレッサーへ戻される。このことは、冷却剤の高い蒸留が流体として蒸発器に入り、非常に多くの量の冷却が冷却剤の同量をもって達成される、ことを意味する。タービンエキスパンダーを効率的に使用することによって、高冷却効率が可能である。例えば、R12、R22およびR134Aのような高圧冷却剤によって、標準の膨張バルブを介してのスロットリングロスはせいぜい20%であり、例えば、R123又はR245caのような低圧の冷却剤では12%である。しかしながら、スロットリングタイプのエキスパンダーを50%の効率を有するタービンエキスパンダーに置き換えることが出来れば、スロットリングロスのかなりの量を回復できる。このように、コンプレッサーのシャフトに直接

(すなわち、機械的に)結合されているタービンエキスパンダーは冷凍効率の改良を達成できる。冷凍サイクルの効率を改善するためにタービンエキスパンダーを使用することは実現出来ないアイデアであった。エキスパンダータービンを冷却システムに適合させることは達成されていない。

【0017】例えば、効率よく運転するためには、シス

テムの必要性から、エキスパンダータービンホイールの大きさと回転速度は質量流と圧力低下に適合させなければならない。もちろん、経済的理由により、このタービン速度はコンプレッサーのドライブトレインの有効なシャフトに対応しなければならない。効率的な運転のために、タービンは十分な量のパワーをコンプレッサーに供給しなければならない。最後に、タービンデザインは、初期コストとメンテナンスコストの両方を小さくするために、簡単でしかも信頼性がなければならない。

【0018】図4は、この発明の実用的な実施例によるコンプレッサーとエキスパンダーアッセンブリーの縦断面図である。ここで、3相-2極モータ12は高速遠心コンプレッサー11のハウジングに取り付けられている。コンプレッサーは吸入口18と羽根車またはロータ19を有し、この吸入口には蒸気が蒸発器から供給され、羽根またはロータはロータシャフトによって高速、例えば15,000 rpmで駆動される。作動流体は遠心駆動され、拡散室21に入る。拡散室では羽根車からの機械的エネルギーが圧力に変換される。圧縮されたガスはコンデンサー熱交換機(図示されていない)の出口22へ進む。羽根車シャフト20は、モータ12のモータシャフトによって順番に駆動されるステップアップギヤーボックス23を介して駆動される。この実施例においては、モータシャフト24は3600 rpmの設計速度で回転する。

【0019】タービンエキスパンダー14はモータ12の多端に取り付けられている。ここで、吸入口プレナム25は凝縮された高圧の作動流体を受け、出口プレナム26は作動流体を低圧で蒸発器熱交換機(図示されていない)に放出する。

【0020】タービンエキスパンダー14内で、ロータディスク27は、モータシャフト24を結合するシャフト28に取り付けられている。ノズルブロック29はディスク27を円周方向に囲みかつ複数のノズル30を含んでいる。これらのノズル30は、吸入口プレナム25に連通する基部端を有し、端部はロータディスクのリムに向けられている。

【0021】図5と6は一般的なロータ27とノズルブロックのアレンジメントを示す。ロータディスク27は、軸流用に配設された周辺ブレード31を有し、おうとつ(凹凸)翼によって衝撃反作用に設計されているとともに、ブレード又は羽根31の出口側(すなわち図6の上端)プロファイル上の鋭い曲りは図6に示されている。ブレード31の放射状外方縁に支持されたロータ囲い板32は流体抵抗を防止する。ロータ27における2相流混合物のフラッシングを防止するために、ロータ27は純粋なインパルスタイプである。もちろん、軸流設計により、流体放出の欠点を避けることが出来、ブレードの頂上にわたる流体のロータへの再入の欠点を避ける事ができる。ブレード出口の鋭い曲りはブレード圧力面

の液体抵抗を減少させる。

【0022】ノズル30の設計は図7に断面で示されている。多数の小孔を設けることによって流体からフラッシュオフするので、吸入口の多孔オリフィス板33は、蒸気ポケットの破壊を生じる。ノズル30は収束/放散設計の内部プロファイル34を有し、すなわち、プロファイルはウエスト35に集まり、それから、出口端に放散する。一つの代表的な設計においては、ノズルは、200フィート/秒の出力圧を達成する。この実施例においては、ロータディスク27の直径は7.5"であり、適正なロータ速度は3600 rpmであり、ロータの羽根の速度は100フィート/秒である。羽根速度は2相流混合物の2分の1である。このことは、ノズルからロータの羽根までの2相流体のインパクトが最小のフラッシュを与えることと、流体-蒸気混合物の機械的エネルギーがロータディスク27に移送されることを意味する。高圧冷却剤(代表的にはR234A)を用いる500トン水冷冷却器において、タービンエキスパンダーは、20°C FMの吸入口容積率と、約265°C FMの出口容積率をもっている。断熱放熱速度は、約3.5平方インチのノズル放出断面積で、200フィート/秒である。前述のように、ロータは7.50インチの直径をもっている。3600 rpmのロータ速度に戻ると、タービンは、60%の効率を持ち、約17.5馬力のタービン出力を達成する。

【0023】例えばR245CAのような低圧冷却剤を用いる同じような500トンシステムでは、タービンエキスパンダーは、17°C FMの吸入口容積流率と1206°C MFの出力口容積流率を持つ。断熱ノズル放出速度は、21.4平方インチのノズル放出断面積で、161フィート/秒である。この場合、ロータ速度を適正なものとするために、1200 rpmの低い最適ロータ速度を必要とし、ロータ径を25インチにする必要がある。これは、タービンロータシャフトを3対1のギヤー装置を介してモータシャフト24に接続することによって、達成することが出来る。低圧システムに対しては、タービンパワー、すなわちタービンによって回収されるパワー量は約8.3馬力よりも低く、見積タービン効率は約45%である。

【0024】図6に戻ると、この実施例においては、ブロック29の半径方向回りに配設された14のノズル30がある。しかしながら、ノズルの数とそれらのサイズは、例えば質量流、圧力差などの要素によって変えることができる。

【0025】図9は他の実施例を示し、小さいシステム用のすなわち50トンの容量の高速スクリュータイプのコンプレッサー40はインダクションモータ41によって駆動され、タービンエキスパンダー43はコンプレッサーの高速雄ネジ(図示されていない)のシャフトに結合されている。ここに、ゴーストライインで示されている

ロータ44はノズル45から放射するジェットによって回転駆動される。入口プレナム46は高液作動流体を受け、出口プレナム47は低圧作動流体を液／蒸気混合として、放出する。ここで知られている実施例のコンプレッサーとネジギヤーコンプレッサーに加えて、2相流タービンエキスパンダーは種々のコンプレッサーの駆動シャフトに直接結合できる。タービンエキスパンダーは、冷凍機、空調機または冷却器のコンプレッサーの駆動トルクに直接結合できる。

【0026】この発明の変形例が図10-12に示されている。例えば図4に関して前述した装置は、オープン駆動装置であって、モータ12は冷却剤霧囲気中にはない。タービン14とモータシャフト24との間、およびモータシャフト24とコンプレッサー11との間に分離シールが必要である。しかしながら、図10の装置ではタービンエキスパンダー14が遠心コンプレッサー用のギヤボックス23のモータ軸端に取付られている。タービンエキスパンダー14とコンプレッサー11の双方は、共通のコンプレッサーハウジング47内に取付られており、シングルシール46のみが必要とされ、コンプレッサーハウジング47の入口点におけるモータシャフトに取付られている。タービンエキスパンダー14は低速ギヤーシャフト間に支持されている。この装置は、システムが必要とするシールの数を減少させる。もちろん、低いものではタービンへの支持が改良される。

【0027】さらに、図4において前述したオープンドライブコンプレッサーハウジング内に配設されており、サービス面でより困難である。ハーメチックギヤーボックスに風損が生じる。

【0028】図11に示す装置において、ステップアップ(增速)ギヤーボックス48は、モータシャフトに位置し、遠心コンプレッサーのロータに直接結合されている出力シャフトをもっている。ステップダウン(減速)ギヤーボックス23'は、高速シャフトを結合するとともに、代表的に3600 rpmの減少された速度に適合するタービンエキスパンダー14に結合する。タービン14はコンプレッサー11に比べて低パワーで動作するので、ギヤーボックス23'は、前述した図3の実施例が必要とされるものよりも軽くかつ安価にできる。もちろん、図8の実施例に関して、タービンエキスパンダー14とコンプレッサー11の双方が共通のハウジング47に位置しているので、シングルシール46のみが必要とされる。

【0029】図10はこの発明によるハーメチック装置を示すもので、高速モータ12'が減速ギヤー23'、タービンエキスパンダー14およびコンプレッサー11の共通のハウジング内に気密にシールされている。高周波インバータ50は、高速コンプレッサー11を直接駆動するために、高周波数AC電力をモータ12'に供給する。システムは、ハウジング47内に完全にシールさ

れており、かつ最小の機械部品の数の使用で済むことになる。

【0030】

【発明の効果】以上のとおり、本発明によれば、例えばR22又はR134Aの高圧冷却剤と、2極インダクションモータ(3000から3600 rpm)によって駆動される遠心力またはスクリューコンプレッサーを用いている、100から1000トンの容量の冷凍システムに対して、タービン効率は60%と評価される。運転条件によっては、絞り膨張弁を備えたシステムに比べて、モータ負荷が6-15%に減少する。例えばR123又はR245caのような低圧力冷却剤を用いる同様なシステムでは、タービンロータ径の増加と低ロータシャフト速度により、回収をもっと小さくできる。理想的には、約2-6%の回収が可能である。

【0031】速度と容量間の臨界関係が観測される限り、スクリューコンプレッサー又は他のロータリーコンプレッサーを有する100トンの容量以下の冷凍システムにおいてタービンエキスパンダーを使用すると、効率的なエネルギー回収を達成することができる。例えば、高圧冷却剤を使用しているシステムにおいて、タービンエキスパンダーは、12,000 rpmで運転している歯車スクリューコンプレッサー又は40,000 rpmで運転しているインバータ駆動5トンスクロールコンプレッサーの高速シャフトに直接結合することが出来る。

【0032】タービンは簡単な設計であり、周辺の翼を備えたロータディスクとノズルブロックを備えているとともに、ノズルブロックは翼の方向に向けられている。ノズルには、それぞれ、蒸気ポケットを破壊させるために、入口の翼が設けられている。ノズルは、ウエストを集め内部形状を有し、出口に放出する。このデザインにより、音速放出が達成され、液滴の破壊を行う流通圧勾配を生成する。ロータの翼は、ロータの2相混合物のさらなるはみ出しを防ぐために、純粋のインパルス設計(デザイン)を生み出すように曲げられている。ロータは軸流デザインであり、翼には円周方向の囲い板を有し、液体抵抗を防止し、液体の循環と侵入を防ぐことができる。

【0033】この発明の他の目的、特徴および利点は、好ましい実施例の説明と添付図面を参照することにより、明らかになるであろう。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示すタービンエキスパンダーを内蔵した単液圧縮／膨張冷凍システムの透視図。

【図2】絞り膨張弁とタービンエキスパンダーを用いるシステムの冷却剤圧縮／膨張サイクルのチャート。

【図3】絞り膨張弁とタービンエキスパンダーを用いるシステムの冷却剤圧縮／膨張サイクルのチャート。

【図4】本発明の一実施例による遠心コンプレッサーとエキスパンダーの組合せによる断面図。

【図5】実施例のタービンエキスパンダーのロータとノズルブロックの斜視図。

【図6】羽プロファイルの形状を示すロータの斜視図。

【図7】同様な斜視図で羽根プロファイルの形状を示す図。

【図8】実施例のノズルの軸方向断面図。

【図9】関連するタービンエキスパンダーを有する高速スクリューコンプレッサーを示す他の実施例の斜視図。

【図10】本発明の実用的な変形例の概略図。

【図11】本発明の実用的な変形例の概略図。

【図12】本発明の実用的な変形例の概略図。

【符号の説明】

1 1 …コンプレッサー

1 2 …モータ

1 3 …コンデンサ

1 4 …エキスパンダー

1 5 …蒸発器

1 6 …連結

1 9 …ロータ

2 0 …羽根車シャフト

2 1 …拡散室

2 2 …出口

2 3 …ギヤーボックス

2 4 …モータシャフト

2 5 …吸入口プレナム

2 6 …出口プレナム

2 7 …ディスク

2 8 …シャフト

3 0 …ノズル

3 1 …ブレード

10 3 2 …ロータ囲い板

3 3 …オリフィス板

3 5 …ウエスト

4 0 …コンプレッサー

4 1 …インダクションモータ

4 3 …タービンエキスパンダー

4 4 …ロータ

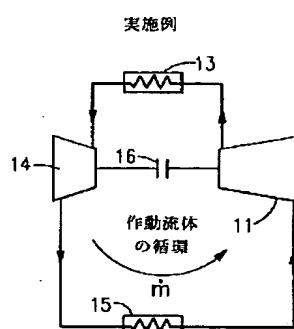
4 5 …ノズル

4 6 …入口プレナム

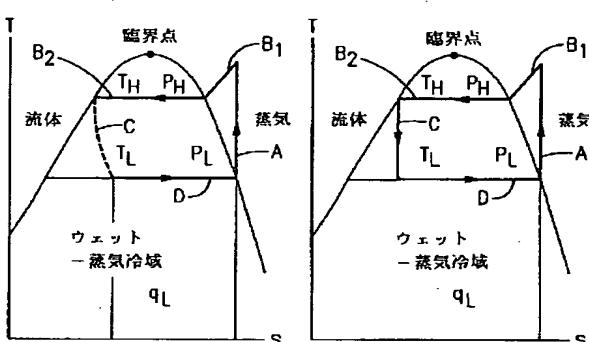
4 7 …出口プレナム

20 4 8 …ギヤーボックス

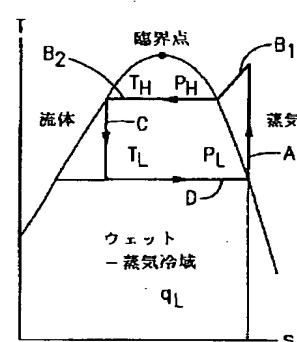
【図1】



【図2】

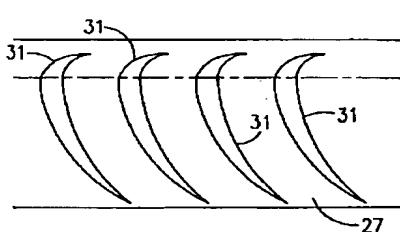


【図3】

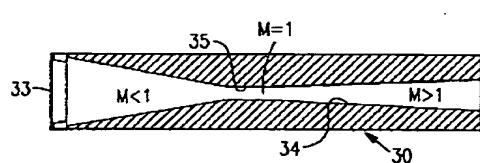


1 0 …冷凍システム
1 1 …コンプレッサー
1 2 …モータ
1 3 …コンデンサ
1 4 …エキスパンダー
1 5 …蒸発器

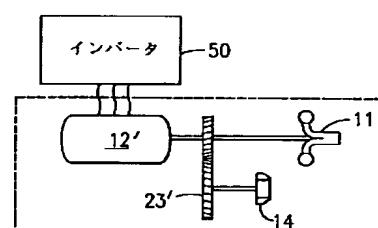
【図7】



【図8】

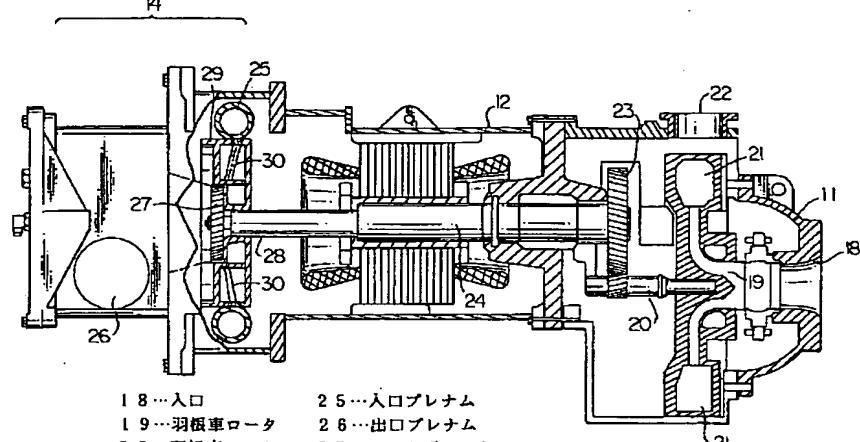


【図12】

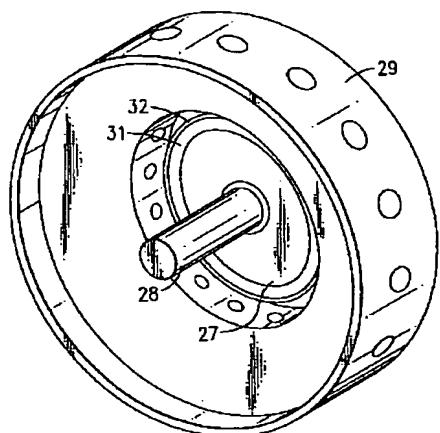


【图4】

实施例

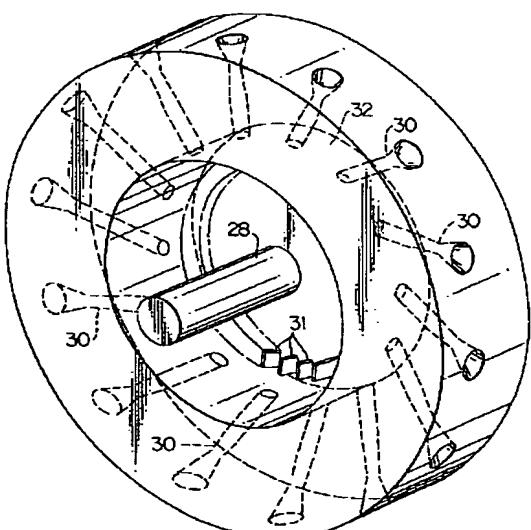


〔四〕 5



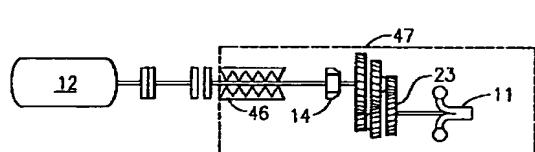
3 1 …周辺ブレード
3 2 …ロータ囲い板

【图6】

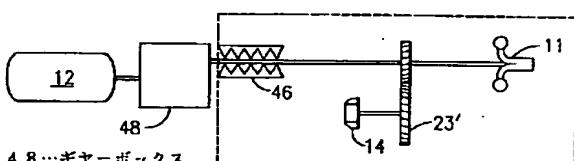


[図 11]

【图 10】



2 3 …増速ギヤーボックス
4 6 …シール
4 7 …コンプレッサーハウ징



【図9】

他の実施例

